

文章编号:1671-6833(2014)06-0014-05

3 种类型波节管的强化传热模拟分析

韩 勇, 王定标, 张灿灿, 向 颀

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘 要:针对外凸波节管、内凹波节管以及波纹相间波节管,用 $k-\varepsilon$ 模型对此 3 种类型波节管的流动和传热特性进行了数值研究,比较了 3 种波节管在不同 Re 数下的流动和传热综合性能(PEC):在 $Re = 2\,300 \sim 11\,000$ 时,外凸波节管最优,波纹相间波节管次之,内凹波节管最差.对波节管的换热机理和阻力机理进行了分析,得出波节管强化换热和压力损失的原因在于管内压力的强烈波动,特别在波节段末尾处的强烈负压区是压降损失过大的主要因素.另外,用热势容概念分析了波节管的性能,得到了进出口热势容差 ΔE 随 Re 数的变化曲线.

关键词:强化换热;数值模拟;波节管;焓

中图分类号: TQ 051.5; TK172 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2014.06.004

0 引言

波节管换热器具有传热效率高、不易结垢和热补偿性好等优点^[1-3],已被广泛应用在石油、化工、电力及制冷等行业的换热设备上.自上世纪 80 年代郎逵^[4]在国内申请波节管换热器发明专利以来,针对波节管强化换热技术,已经有众多学者进行了相关的研究.杜满河等^[3]介绍了波节管换热器在工业应用中的优点和缺陷,提出了波节管在设计、制造、验收过程中应注意的若干问题.张伟玮等^[5]对外凸波节管进行数值模拟研究,得到了不同的波谷圆角半径和波节高度对传热特性的影响规律.张登庆等^[6]对内凹波节管的换热和阻力特性进行了实验研究,研究结果表明, $Re < 3\,000$ 波节管的换热系数与阻力性能比明显好于光管等, $Re > 7\,000$ 时两者的换热系数与阻力性能比非常接近.徐建民等^[7]利用数值模拟方法并结合场协同理论对外凸波节管管内流动进行了研究,考察了 4 种常用规格外凸波节管的管内流动及传热性能,在湍流范围内,外凸波节管的强化传热倍数最高达到相同条件下直管的 2.4~3.3 倍.韩怀志等^[8]对变节距外凸波节管分别用 RST 模型和 DNS 模型进行了数值模拟研究,指出与传统的外凸波节管相

比,综合传热性能最多提高 32.3%;他们还发现壳侧流体在波节的去流侧形成了一个脱体旋涡,破坏了流体的速度边界层和温度边界层,同时使得其内部的摩擦阻力和热扩散能力明显提高,起到了明显的强化换热效应^[9].汪威等^[10]对波节管中脉动流强化换热机理进行了探讨和数值模拟研究,得出脉动速度进口可使波节管换热效果提高 90%.

笔者通过 FLUENT 用 $k-\varepsilon$ 模型对外凸、内凹及波纹相间波节管分别进行数值研究,考察不同 Re 数下光管与 3 种波节管的 Nu 和 f 的变化规律,对换热机理进行了探讨,并用热势容概念分析了 3 种管的综合性能.

1 模型建立

1.1 几何模型

内凹波节管(c1)、外凸波节管(c2)和波纹相间波节管(c3)的几何结构如图 1 所示.图中,直径: $D_1 = D_2 = D_3 = 22\text{ mm}$;进口段: $L_{11} = L_{21} = L_{31} = 102\text{ mm}$;出口段: $L_{13} = L_{23} = L_{33} = 102\text{ mm}$;波节段: $L_{12} = L_{22} = L_{32} = 276\text{ mm}$;内凹曲线表达式: $y = -\cos(\pi \cdot x/5)$;外凸曲线表达式: $y = \cos(\pi \cdot x/5)$;波节深度: $H_1 = H_2 = H_{31} = H_{32} = 2\text{ mm}$;节距: $P_1 = P_2 = P_{31} = P_{32} = 14\text{ mm}$.

收稿日期:2014-05-30;修订日期:2014-06-19

基金项目:河南省科技创新杰出青年人才计划项目(124100510020);河南省科技攻关计划项目(142102210494)

作者简介:韩勇(1987-),男,河南汝州人,郑州大学博士研究生,研究方向为过程工业节能技术及高效装备.

通讯作者:王定标(1967-),男,浙江杭州人,郑州大学教授,博士,博士生导师,主要从事工业节能技术与装备的研究与开发,E-mail: wangdb@zzu.edu.cn.

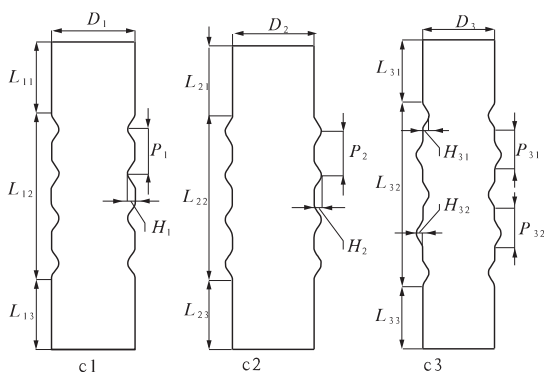


图1 3种波节管几何结构示意图

Fig.1 The geometry structure of corrugated tube

采用 ICEM CFD 对波节管进行网格划分, 整个波节管采用规则的六面体结构化网格. 全局尺寸为 0.5 mm, 在壁面处进行网格加密, 壁面处网格尺寸第一层为 0.1 mm, 从壁面处增长率为 1.2, 直到湍流核心的 0.5 mm. 根据入口 Re 数, 调整第一层网格的尺寸, 如图 2 所示.

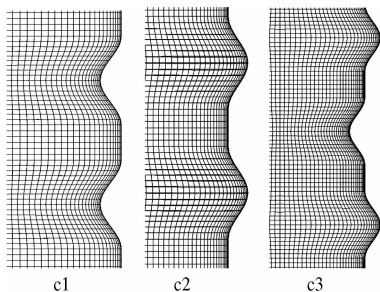


图2 3种波节管网格划分示意图

Fig.2 Meshing of 3D corrugated tube

1.2 物理模型

对物理模型进行合理假设: ①流体为不可压缩牛顿流体; ②流动为定常流动; ③传热在三维稳态条件下进行; ④壁面为无滑移边界条件; ⑤不考虑重力的影响; ⑥物性不随温度变化. 根据以上假设, 得到式(1)^[11], 连续性方程、动量方程(时均 N-S 方程)和能量守恒方程为

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0; \\ \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}); \\ \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho e + P)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\lambda + \frac{c_p \mu_i}{Pr_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \mu u_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right]. \end{cases} \quad (1)$$

由以上控制方程可知, 因有雷诺应力项 $-\rho \overline{u'_i u'_j}$, 方程不封闭, 选用标准 $k-\varepsilon$ 模型将雷诺应力包含在湍动能 k 和湍流耗散率 ε 项内, 将雷诺应力转化为对 k 和 ε 的方程, 使方程可解, 如公式(2)所示:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon; \\ \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \end{cases} \quad (2)$$

式中: $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$; $G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$; μ_t 为涡耗散率; G_k 为平均速度梯度产生的湍动能; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 C_μ 、 σ_k 、 σ_ε 的取值为 1.44, 1.92, 0.09, 1.0, 1.03.

1.3 计算设置

模型通过基于有限体积法的 FLUENT 进行求解. 采用基于压力的隐式稳态格式、标准 $k-\varepsilon$ 模型、增强壁面函数; 压力与速度的耦合采用 SIMPLE 算法; 能量方程、动量方程和连续性方程的离散方法采用二阶迎风格式, 残差的收敛精度确定为 10^{-5} ; 边界条件具体设置如下.

(1) 入口条件: $u = u_{in}$, $v = 0$, $w = 0$, $T = T_{in} = 300 \text{ K}$, 进口的湍流强度 $I = 0.16 Re^{-0.125}$, 水力直径为进口管道直径 $D_e = D_1 = D_2 = 22 \text{ mm}$;

(2) 出口条件: 表压力 $P_{out} = 0$, 出口参数采用同进口相同的设置;

(3) 壁面条件: 在管壁处采用第一类边界的定温边界 $T = 330 \text{ K}$, 管内壁为无滑移边界 $u = v = w = 0$.

2 计算结果讨论

2.1 数据处理

根据恒定物性牛顿流体的 Gnielinski^[12] 公式对照光管的传热性能 (Nu_s) 的相符合程度来验证本文数值研究方法的准确性, 验证结果如图 3 所示. 在 Re 为 2 300 ~ 12 000 时, Gnielinski 关联式与数值模拟值基本重合, 证明笔者的研究方法是可行的. 采用相同的方法研究内凹波节管 (c1)、外凸波节管 (c2) 以及波纹相间波节管 (c3) 的换热性能 (Nu_{ci}/Nu_s)、阻力性能 (f_{ci}/f_s) 以及综合性能 (PEC).

不同进口 Re 数下, 换热性能 (Nu_{ci}/Nu_s) 如图 4(a) 所示. 可以看出, 波纹相间波节管 (c3) 的换热性能最好, 外凸波节管 (c2) 次之. 在 $Re < 8 756$ 时波纹相间波节管明显优于其他两种管. 在 $Re > 8 756$ 时, 波纹相间波节管 (c3) 同外凸波节

管(c2)相差很小,内凹波节管(c1)的换热性能最差. 阻力性能(f_{ci}/f_s)如图 4(b)所示,与换热性能相类似,波纹相间波节管(c3)和外凸波节管(c2)的阻力性能优于内凹波节管(c1). 不同的是,外凸波节管(c2)阻力性能要明显优于其他两种波节管,仅仅是光管的 2 倍左右,而波纹相间波节管(c3)是光管的近 4 倍,内凹波节管(c1)是光管的 4 倍还多. 综合性能 $PEC((Nu_{ci}/Nu_s)/(f_{ci}/f_s)^{1/3})$ 如图 4(c)所示. 可以看出,外凸波节管(c2)的综合性能最好,内凹波节管(c1)的综合性能最差. 综合来看,外凸波节管(c2)的阻力最小,阻力性能远远优于其他两种波节管,所以综合性能最好.

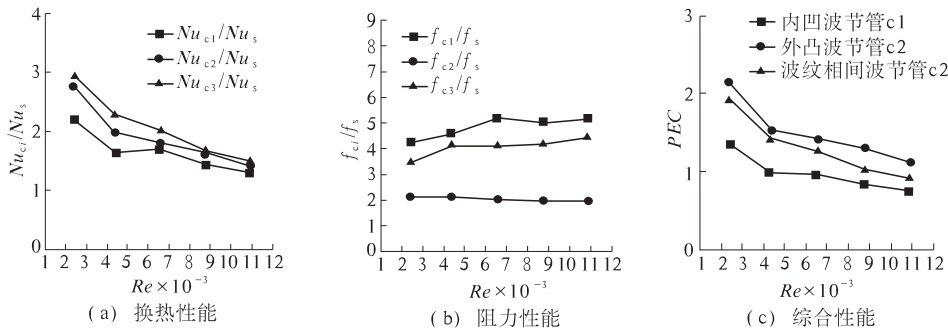


图 4 3 种波节管性能随 Re 变化
Fig.4 The performances of three different types of corrugated tubes

3 换热机理的探讨

3 种类型的波节管性能的差异, 需要从换热和流动机理上进行探讨. 3 种类型的波节管都是轴对称结构, 所以通过轴线的截面能反映出管道内部整体的情况. 图 5 显示了进口速度为 0.3 m/s ($Re = 6\ 567$) 时, 3 种波节管的速度 (u)、温度 (T) 分布云图.

从图 5 可以看出, 内凹波节管(c1)波节段主流区的速度不断增大, 达到 0.55 m/s 以上, 且高速区域收缩, 形成了无源加速效应, 边界的低速流体区域与高速区域形成明显的速度分层; 内凹波节管(c1)中的流体到达波节段末尾处的温度大部分于 304 K 以下. 外凸波节管(c2)波节段的速度分布平稳, 在 0.3 ~ 0.45 m/s 之间, 主流区和边界区域速度差异最小; 外凸波节管(c2)中的流体到达波节段末尾处时, 部分流体达到 306 K. 波纹相间波节管(c3)波节段的速度分布形成了无源脉动波动, 最大速度达 0.5 m/s 以上; 波纹相间波节管(c3)在波节段末端温度就达到 306 K. 综上所述, 就换热效果而言, 波纹相间波节管

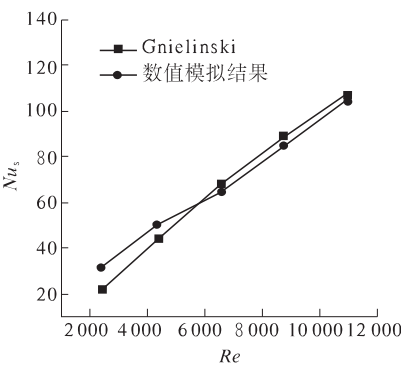


图 3 光管模拟值与 Gnielinski 关联式的比较
Fig.3 Comparisons between empirical formula and computational results of smooth tube

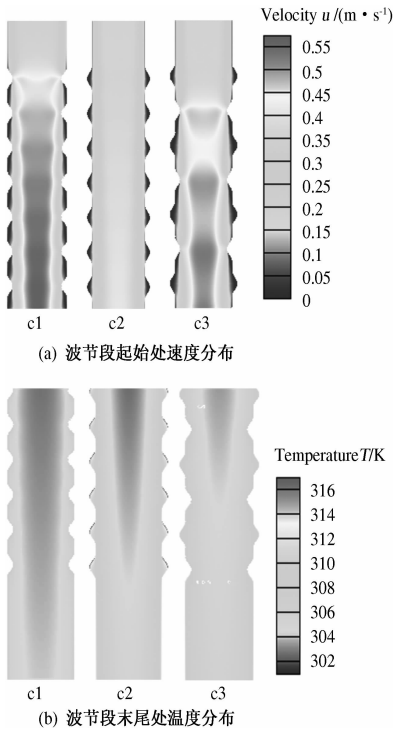


图 5 3 种波节管的波节段 $z/D = 0.5$ 截面的速度分布、温度分布
Fig.5 The variable distribution of different types of corrugated tubes at section $z/D = 0.5$

(c3)最好,外凸波节管(c2)次之,内凹波节管(c1)最差.这种现象说明内凹波节管(c1)中的无源加速效应对强化换热的效果不明显,而波纹相间波接管(c3)中的速度波动可以有效强化流体内部的热传.

图6为3种类型波节管中心线压力分布.从图6可以看出,内凹波节管(c1)进出口压差最大,近250 Pa;波节段($x=0 \sim 273$ mm)压力波动较大,有较小的逆压梯度($dP/dx > 0$),在波节段和出口区域交界处($x=300$ mm),有强烈的负压区,压差极大,达到-50 Pa;强烈的逆压梯度可以有效破坏边界层,但能量损失过大,阻力性能最差.外凸波节管(c2)进出口压差最小,大约100 Pa,波节段($x=0 \sim 273$ mm)压力变化平稳,波节段没有逆压梯度,能量损失最少,阻力性能最好.波纹相间波节管(c3)的进出口压差大约为200 Pa.与内凹波节管(c1)不同的是,波纹相间波节管(c3)管道内部出现了强烈的周期性的波动,且在波节段末尾处有一个明显的压力波动.综上所述,外凸波节管(c2)的阻力性能最优,波纹相间波节管(c3)次之,内凹波节管(c1)最差.对于波节管而言,压力波动是造成压降损失的原因,而造成波节管阻力性能差的主要原因是负压区的产生.

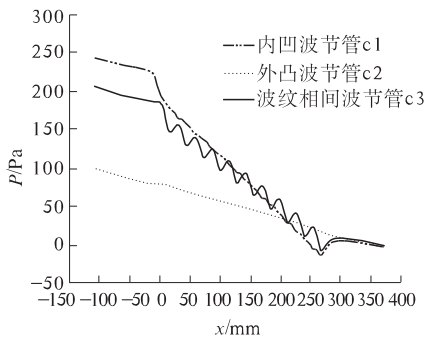


图6 3种波节管中心线压力分布

Fig. 6 Pressure distribution along axis of different types of corrugated tubes

4 热势容——焓分析

过增元院士基于热质说理论,效仿熵的概念,类比于电容,提出热量传递势容——焓(Entransy, E)^[13]的概念, E 表示物体的热量传递能力,它是场协同优化理论的最新成果,如式(3)所示,流体在开口系流动过程中焓的变化为(ΔE)^[14].

$$\begin{cases} E = \frac{1}{2} \dot{m} T = \frac{1}{2} \dot{m} c_p T^2; \\ \Delta E = \frac{1}{2} \dot{m} T_2 - \frac{1}{2} \dot{m} T_1 = \frac{1}{2} \dot{m} c_p T_2^2 - \frac{1}{2} \dot{m} c_p T_1^2. \end{cases} \quad (3)$$

式中: E 为流体的热势容,焓; ΔE 为流体的热势容差,焓变化量; i_1 、 i_2 为流体进出口的焓值; c_p 为热容; T_1 、 T_2 为流体的进出口的温度; \dot{m} 为质量流量.

3种波节管的 ΔE 随 Re 数的变化曲线如图7所示.从图7可以看出,外凸波节管热势容差(ΔE_{c2})和波纹相间波节管热势容差(ΔE_{c3})的变化曲线接近, $Re=2\,300 \sim 4\,000$ 时, $\Delta E_{c2} = \Delta E_{c3}$, $Re > 4\,000$ 时, $\Delta E_{c2} > \Delta E_{c3}$;光管热势容差(ΔE_s)最小, $Re=2\,300 \sim 4\,000$ 时, $\Delta E_s < 8 \times 10^5 \text{ J} \cdot \text{K}$,其值远远小于其他两种管;内凹波节管热势容差(ΔE_{c1})仅高于光管热势容差(ΔE_s).根据热量传递势容的定义式,要提高单管热效率,需要将 ΔE 尽可能地提高.最后,得到了与综合性能相一致的结果:外凸波节管(c2)性能最好,波纹相间波节管(c3)次之,内凹波节管(c1)的性能最差.

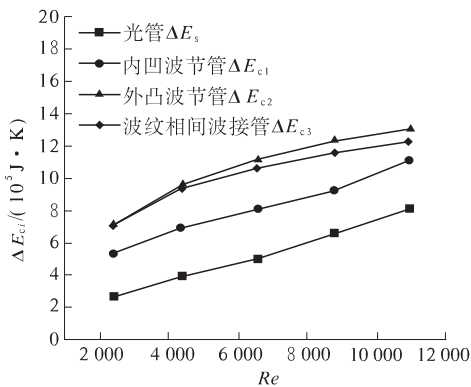


图7 光管以及3种波节管 ΔE 随 Re 的变化
Fig. 7 Changes of ΔE along Re of smooth tube and corrugated tubes

5 结论

(1) 针对外凸、内凹以及波纹相间3种波节管进行了数值研究,分别比较了它们的换热性能、阻力性能以及综合性能,得出 $Re=2\,300 \sim 11\,000$ 时,内凹波节管性能最差,外凸波节管的换热性能仅次于波纹相间波节管,而其阻力系数仅为波纹相间波节管的60%,综合评价指标 PEC 最高达到2,因此,外凸波节管的综合性能最好.

(2) 对3种波节管换热机理和阻力机理进行了分析,得出管内速度波动是造成波节管换热性能差异的原因;波节段末尾处产生的强烈负压

区,是造成压降损失过大的主因,这为波节管的优化设计研究提供了参考。

(3)对3种波节管进行了热势容分析,得出了进出口热势容差 ΔE 随 Re 的变化曲线,用热势容——焓分析了波节管的性能,得到了与综合评价指标 PEC 相同的结论。

参考文献:

- [1] 靳遵龙,董其伍,刘敏珊,等.缩放管结构优化数值研究[J]. 郑州大学学报:工学版, 2010, 31(4): 105-107.
- [2] BARBA A, RAINIERI S, SPIGA M. Heat transfer enhancement in a corrugated tube[J]. Int Commun Heat Mass Transfer, 2012(3): 313-322.
- [3] 杜满河.波节管换热器[J]. 化工装备技术, 2000, 21(1): 42-44.
- [4] 郎逵.波节管强化传热式换热器的开发与应用[J]. 节能, 1994(7): 44-46.
- [5] 张伟玮,韩聪,韩怀志,等.波节形状对波节管结构稳定性和传热特性的影响[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2013, 45(7): 57-62.
- [6] 张登庆,王宗明,李宗堂,等.波节管管内换热与阻力特性的实验研究[J]. 石油机械, 2003, 30(4): 4-6.
- [7] 徐建民,王晓清.波节管管内流动和传热的数值模拟[J]. 石油化工设备, 2008, 37(1): 4-7.
- [8] 韩怀志,李炳熙,何玉荣,等.非对称型外凸式波节管内的传热和流动特性[J]. 化工学报, 2013, 64(6): 1916-1924.
- [9] 韩怀志,李炳熙,何玉荣,等.外凸式波节套管换热器壳程流动与传热机理的数值模拟[J]. 化工学报, 2014, 65(S1): 85-94.
- [10] 汪威,俞九阳,杨侠.波节管脉冲流强化对流换热数值分析[J]. 武汉工程大学学报, 2010, 32(3): 89-91.
- [11] 王定标,姜逢章,杨丽云.蜂窝板传热元件的数值模拟[J]. 郑州大学学报:工学版, 2008, 29(1): 5-9.
- [12] 王定标,董永申,向飒,等.基于螺旋片强化的套管换热器性能[J]. 浙江大学学报:工学版, 2014, 65(4): 1208-1214.
- [13] 李志信,过增元.对流传热优化的场协同理论[M]. 北京:科学出版社, 2010.
- [14] 程雪涛,王文华,梁新刚.开口热力学系统的火积分析[J]. 科学通报, 2012, 57(16): 1489-1495.

Numerical Comparative Study on Three Types of Corrugated Tube

HAN Yong, WANG Ding-biao, ZHANG Can-can, XIANG Sa

(School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: Flow and heat transfer characteristics of convex corrugated tube, concave corrugated tube and bellows corrugated tube are studied, based on the $k-\varepsilon$ model with numerical comparative method, the flow and heat transfer performance with the changes of Re is obtained; The heat transfer mechanism and the resistance mechanism are analyzed, the main causes of loss in heat transfer and pressure drop are detected. The performance of the corrugated tube is analyzed in heat transport potential capacity(Entransy), and the entransy difference, ΔE , between inlet and outlet with the changes of Re is acquired.

Key words: enhanced heat transfer; numerical investigation; corrugated tube; entransy